№ 12. Warszawa, 25 grudnia 1932 r. Rok X.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. mech. ANTONI WITOLD WICIEJEWSKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. K. GIERTLER.

OBLICZENIE CEN PARY I MOCY PRZY SPRZĘŻONEJ GOSPODARCE CIEPLNO-ELEKTRYCZNEJ.

Coraz częściej stosuje się w fabrykach papieru, celulozy, sukna i cukrowniach do celów ogrzewania, suszenia i gotowania parę którą użyto poprzednio do wytwarzania energji elektrycznej wzgl. mechanicznej. Dokonano w ten sposób bezpośrednio sprzężenia gospodarki cieplnej z wytwarzaniem energji elektrycznej, wzgl. mechanicznej. Zasadniczy schemat tego rodzaju siłowni przedstawia rysunek I.

Co do obliczenia cen pary i siły w tym wypadku, panuje jeszcze niepewność. Przecież jest dziś przy ogólnie wytężonej pracy nad dokładnem uchwyceniem kosztów własnych, dla całej fabryki wzgl. przedsiębiorstwa jak i dla poszczególnych działów fabrykacji, dokładna znajomość cen pary i mocy, jakoteż ich względna zależność, czynnikiem bardzo ważnym. Liczbami temi posługujemy się przy kalkulacji cen fabrykatów, przy obliczeniach dokonanych oszczędności lub wprowadzaniu tychże, przez zastosowanie nowych maszyn lub aparatów, wreszcie przy projektowaniu przebudowy siłowni i przejścia do wyższego ciśnienia kotłowego.

Niżej podany sposób liczenia zapewnia przy konsekwentnem przeprowadzaniu pewne wartości które zależą głównie od ceny ($W zł/t$) i wartości kalorycznej węgla (K_d). Udział kapitału zostaje pominiętym.

Myślą zasadniczą w niniejszem obliczeniu, jest celowe i sprawiedliwe rozliczenie kosztów spalonego węgla, na parę pobieraną, przeciwciśnieniową lub redukowaną z jednej strony a na wytworzoną moc z drugiej strony. Cena jednej tony pary dolotowej (B *zł/t*), zależy więc: od wartości kalorycznej węgla (K_d), sprawności kotłowni (η_k) i ilości cieplika w 1 *kg* pary. Jeżeli (t) jest średnią temperaturą kondensatu i wody dodawanej (woda zasilająca kotły), i_1 cieplikiem pary dolotowej w *kal/kg*, to cena 1 tony pary dolotowej wynosi:

$$\frac{i_1 - t}{K_d \cdot \eta_k} \cdot W = B \; zł/t$$

Para pobierana lub przeciwciśnieniowa którą użyto do ogrzewania, suszenia, lub gotowania, oddała jednak część swojej energji cieplnej poprzednio w turbinie lub maszynie parowej, na wytwarzanie mocy. Cieplik tej pary i', można łatwo z wykresu I S wyznaczyć i tem samem wiemy ile kaloryj na wytwarzanie mocy wykorzystano. Cieplik kondensatu pary pobieranej który otrzymujemy z fabryki, wynosi q'_k kaloryj. Całkowity, użyteczny cieplik pary pobieranej, wynosi więc:

$$i' - q'_k = e \; kal/kg$$

Cenę tej pary obliczamy przez porównanie z parą dolotową:

$$B . \frac{i' - q'_k}{i_1 - t} = B_p \; zł/t$$

Dotychczas nieuwzględniono jeszcze, że otrzymujemy nie całą ilość kondensatu tej pary i różnicę musimy stale uzupełniać wodą świeżą o temperaturze $t_0\,{}^\circ C$. Chcąc całkiem dokładnie liczyć, musimy q'_k obliczyć w następujący sposób:

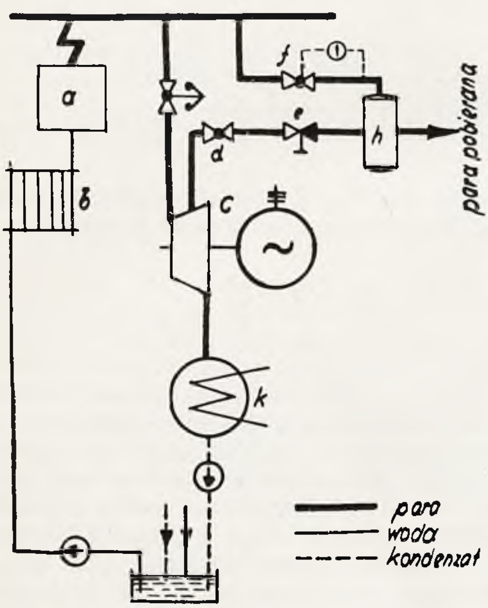
$$q''_k = q'_k - (q'_k - t_0)\,\frac{S\%}{100};$$

q'_k... rzeczywista temperatura kondensatu fabrycznego.

$S\%$... procentowa ilość wody dod. odniesiona do kondensatu całej ilości pary pobieranej.

Jeżeli turbina jest na dwukrotne pobieranie pary, to dla każdej z nich otrzymamy inną cenę.

Cena siły zależy także od ceny i wartości opałowej (K_d) węgla, sprawności kotłowni (η_k) i silnika cieplikowego wraz z generatorem, wreszcie stopnia przegrzania pary, ciśnienia początkowego i końcowego ekspansji. Bardzo ważnym czynnikiem który wpływa w znacznej mierze na cenę I *kWh*, jest to czy ciepło zawarte w parze odlotowej, zostaje dla celów praktycznych wykorzystane, lub czy zostaje



a, b. Kotłownia, ekonomizery.
c Turbogregat.
d Regulator pary pobieranej.
f Wentyl redukcyjny.
h Zbiornik pary pob.
k Kondenzator

Rys. 1

tylko odprowadzone bez korzyści z wodą chłodzącą kondensator. Przy pewnem stałem obciążąniu P *kW*, maszyna połyka F_1 *kg* pary na godzinę o ciepliku i_1 *kal/kg*. Ilość pary pobieranej na fabrykę wynosi E' *kg/godz* o i' *kal/kg*. Cieplik kondensatu turbinowego wynosi q'''_k *kal/kg*.

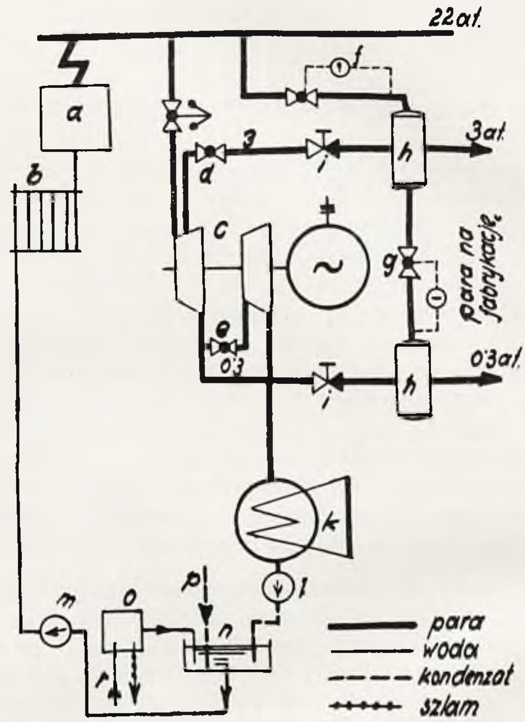
Godzinny ruch kosztuje więc;

$$\frac{F_1 \cdot i_1 - E' \cdot i' - (F_1 - E') \cdot q'''_k}{1000 \cdot K_d \cdot \eta_k} \cdot W = C_1 \text{ zł/godz.}$$

Przy dwukrotnem pobieraniu pary wzór przyjmuje nast. postać:

$$\frac{F_I \cdot i_I - E'i' - E''.i'' - (F_I - E' - E'')\ q'''_k}{1000 \cdot K_d \cdot \eta_k} \cdot W = C_2 \text{ zł/godz.}$$

Obliczenie cen pary i siły przy sprzężonej gospodarce cieplno-elektrycznej.



a, b. Kotłownia, ekonomizery.
c Turbina
d, e. Regulatory pobierania pary.
f. Wentyl redukcyjny 22/3 atm.
g. " " 3/0·3 atm.
h, h. Zbiorniki pary
i, i. Klapy zwrotne
k. Kondenzator
l. Pompa kondenzacyjna
m " kotłowa
n. Zbiornik kondenzatu
o. Oczyszczalnia wody
p. Kondenzat z fabryki
r. Woda dodawana

Rys. 2

Średnia cena 1 *kWh* kosztuje więc:

$$\frac{C \cdot 100}{P} = g/gr/kWh$$

Przy pracy z czystem przeciwciśnieniem, koszta opału na wytworzoną moc są od ciśnienia wlotowego i przeciwciśnienia jakoteż od termodynamicznej sprawności maszyny niezależne, gdyż cała na wytwarzanie mocy niewykorzystana ilość ciepła, przypada na ogrzewanie, gotowanie, lub suszenie. Decydującą rolę odgrywają powyższe czynniki przy pracy z pobieraniem pary i kondensacją, wpływają bowiem na ilość wytworzonej siły przeciwciśnieniowej i tem samem na średnią cenę I *kWh*. Wpływ strat, przez promieniowanie, tarcie, strat w żelazie i miedzi, jest na ceną I *kWh* prawie zawsze równy.

W średnich warunkach, siła przeciwciśnieniowa kosztuje od 0,5 do 0,8 *gr* za I *kWh*, przy pracy z czystą kondensacją od 1,6 do 2,6 *gr* za I *kWh*. Przy pracy z pobieraniem i kondensacją, leżą ceny za moc między temi granicami, zależnie od ilości pary pobieranej i pary kondensatorowej.

Niżej podany przykład rachunkowy powyższe rozważania jeszcze lepiej uwydatni. Odnośny schemat przedstawia rys. 2.

Rodzaj maszyny: dwukadłubowa turbina kondensacyjna, z dwukrotnem pobieraniem pary, ciśnienie dolotowe 22 *atn*, przegrzanie pary 353° *C* (pow. być 400 lecz kotły niedotrzymały gwarancji). Ilość cieplika 751 *kal/kg* obciążenie na zaciskach generatora 1530 *kW*, sprawność kotłowni $\eta_k = 77\%$, wartość kaloryczna węgla K_d wynosi 5650 *kal/kg* którego spalono 2310 *kg/godz.*, cena węgla 18 *zł/t*.

Turbina zużywa na godzinę 13840 *kg* pary, na fabrykację pobieramy w sumie 7500 *kg* pary, z tego 4100 *kg* na 3 *atn* i 3400 *kg* na 0,3 *atn*. Temperatury otrzymywanego kondensatu wynoszą:

kondensat turbinowy . . . . . . 24° *C*

„ fabryczny . . . . . . 70° *C*

temp. wody dodawanej w ilości 81,5% (6150 *kg*) . . . . 15° *C*

Średnią temperaturę wody zasilającej kotły, można łatwo wyliczyć, wynosi 24,6° *C*.

Cena pary dolotowej wynosi:

$$B = \frac{751 - 24{\cdot}6}{5650.0{\cdot}77} \cdot 18 = 3{\cdot}005 \text{ zł/t}$$

Z uwzględnieniem wody dodawanej, temperatura kondensatu fabrycznego wynosi:

$$q''_k = 70 - (70-15)\,\frac{81{\cdot}5}{100} = 25{\cdot}2^{\circ}\,C$$

Ceny pary pobieranej wynoszą:

(odnośne ciepliki wynoszą: 3 *atn* 714 *kal/kg* (z wykresu *JS*)
0 3 „ 658 *kal/kg*)

$$B_{p3} = 3{\cdot}005\,\frac{714 - 25{\cdot}2}{751 - 24{\cdot}6} = 2{\cdot}85 \text{ zł/t}$$

$$B_{p0{\cdot}3} = 3{\cdot}005 \cdot \frac{658 - 25{\cdot}2}{751 - 24{\cdot}6} = 2{\cdot}62 \text{ zł/t}$$

Wytworzenie 1530 *kWh* kosztuje:

$$C = \frac{(13840.751 - 4100.714 - 3400.658}{1000 \cdot 5650 \cdot 0.77} - \frac{13840 - 4100 - 3400) \cdot 24}{1000 \cdot 5650 \cdot 0{\cdot}77} \cdot 18 = 21{\cdot}00 \text{ zł/godz.}$$

Średnia cena I *kWh* na zaciskach generatora, wynosi:

$$g = \frac{21{\cdot}00 \cdot 100}{1530} = 1{,}373 \text{ gr/kWh}$$

Koszta ruchu godzinnego wynoszą (celem kontroli liczymy dwoma sposobami)

I-szy sposób:

Koszta spalonego węgla = = 18 × 2310 = ... 41·60 *zł*

II-gi sposób:

3400 *kg* pary	0·3 *atn*	po 2·620 *zł/t*	8·90 „
4100 „ „	3·0 „	„ 2·850 *zł/t*	11·70 „
1530 *kWh*		po 1·373 *gr/kWh*	21·00 „
			41·60 *zł/godz*

Wyniki obu działań zgadzają się, jesteśmy więc przekonani co do dokładności obliczenia.

Siłownia której schemat podaje rys. 2 posiada jak wszystkie tego rodzaju urządzenia, automatyczny wentyl redukcyjny (23/3 *atn*), który jest połączony z głównym systemem regulującym pobieranie pary, tak że w razie potrzeby pokrywa szczyty obciążeń, lub uzupełnia zapotrzebowanie w razie małego obciążenia turbiny. Obliczenie ceny tej pary jest analogiczne z obliczeniem cen pary pobieranej.

Otrzymane ceny zostały obliczone, jak już wyżej wspomniano, z czystych kosztów opału. Chcąc otrzymać wartości zupełne, stanowiące koszta własne, musimy uwzględnić udział kosztów obsługi i materjałów pomocniczych, a głównie udział kapitału.

Udział kapitału jest prawie zawsze równy i podwyższa powyższe ceny zależnie od stanu i wykorzystania siłowni, do 100%.

Oznaczenia:

- W . . cena 1 tony węgla loco kotłownia *(Zł/t)*
- K_d . . wartość opałowa węgla (kal/kg)
- B . . cena 1 t. pary wyprodukowanej w kotle (Zł/t)
- η_k . . Sprawność kotła.
- i_1 . . Cieplik pary wypr. w kotle (kal/kg)
- t . . . Temperatura wody zasilającej kocioł (°C)
- i', i'' . ciepliki par pobieranych na fabrykę (kal/kg)
- q'_k . . Cieplik kondensatu pary pobieranej (kal/kg)
- B_p . . Cena 1 tony pary pobieranej na fabrykę (Zł/t)
- t_0 . . Temperatura wody, uzupełniająca stratę kondensatu pary pobieranej (°C)
- S . . Ilość wody uzupełniająca stratę kondensatu pary pobieranej (°C) wyrażona w procentach całkowitej ilości pary pobieranej.
- q_k'' . Temperatura mieszaniny otrzymanego konden-
- P . . Obciążenie turbiny (kW)
- F_1 . . Ilości kg pary wchodzącej do turbiny (kg/h)
- E', E'' Ilość par pobieranych na fabrykę (kg/h)
- q_k''' . Cieplik kondensatu z turbiny (kal/kg)
- $C_1\ C_2$. koszt godzinnego ruchu (Zł/h)
- g . . Cena 1 *kWh* (gr).

Inż. T. WRÓBLEWSKI.

USZKODZENIA SIODEŁ BABCOCK'A.

W pewnej elektrowni, po dorocznem czyszczeniu kotła systemu Babcocka o dwóch walczakach podłużnych, zbudowanego w Anglji w 1921 r. na ciśnienie robocze 14 *atn*, dokonywano próby wodnej, przyczem zauważono na tylnem siodle jednego z walczaków, z boku u góry, przeciekanie. Miejsce



Rys. 1. Podaje wygląd siodła po obcięciu główek nitowych; otwory źle wypełnione; na siodle wypuklina, wskazująca na niedbałe wykonanie

to odsłonięto i, stwierdziwszy, że część obrzeża siodła jest odpęknięta, zawiadomiono Dozór Kotłowy o uszkodzeniu. Dozór dokonał oględzin, stwierdził, że linja pęknięcia przechodzi poziomo przez dwa najwyżej położone otwory nitowe, polecił blachę kotła od wewnątrz lepiej doczyścić oraz wyjąć parę nitów. Przy ponownych oględzinach stwierdzono siedem włoskowatych rys na blasze dzwona i w otworach nitowych w pobliżu



Rys. 2. Uszkodzone siodło

uszkodzonego miejsca. Pomimo skrupulatnych poszukiwań przy pomocy lupy i mikroskopu ($\times$ 60), oraz wyjęcia paru nitów w analogicznych miejscach na każdym siodle (4 siodła), ani na blasze siodła uszkodzonego ani na pozostałych—najmniejszych śladów uszkodzeń nie stwierdzono.

Wprawdzie na tylnem siodle drugiego walczaka, mniejwięcej w analogicznem miejscu, były ślady jakgdyby rdzewienia kształtu nakłucia szpilki, lecz to nie mogło wskazywać na istnienie uszkodzenia.

Mimo to inżynier zażądał odsłonięcia siodła z zewnątrz; po usunięciu muru na blasze, wyżej siodła i częściowo na siodle, stwierdzono zaciek znacznej powierzchni i grubości około 1 *cm*.

Pomimo pozornie małego uszkodzenia pierwszego walczaka (siedem nadpęknieć), walczak odcięto od rurek, dźwignięto z obmurza, obrócono siodłami do góry i tylne siodło odnitowano. Okazało się, że 32% otworów nitowych łączących siodło z walczakiem było pękniętych, kawałki siodła z obu stron były odpęknięte.

Na tymże walczaku odnitowano również siodło przednie, jednak okazało się, że zarówno siodło jak i blacha są nieuszkodzone.

Po podniesieniu drugiego walczaka i odnitowaniu tylnego siodła okazało się, że blacha walczaka pod siodłem była jeszcze w gorszym stanie niż blacha walczaka pierwszego.

Załączone fotografje odnoszą się do omawianego uszkodzenia.

Przyczyn uszkodzenia należy dopatrywać się w trudnem dopasowaniu, jakie nastręcza konstrukcja siodeł, mimo przetaczania ich; wymaga ono nagrzewania i pasowania na gorąco, co z pewnością było przeprowadzone niedbale; złom wskazuje na materjał przemęczony. Drugą przyczyną uszkodzenia był brak kontroli wytwórni nad wykonaniem i niedbalstwo widoczne ze szczegółów wykonania a mianowicie:

a) siodła — mają wypukliny,

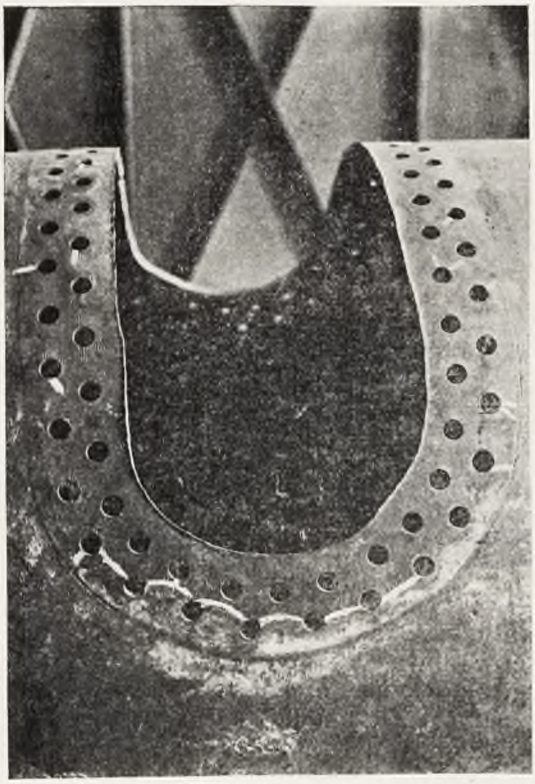
b) pasowanie—blacha koło otworów nitowych ma małe wypukliny do zewnątrz dzwona a więc nie przylegała,

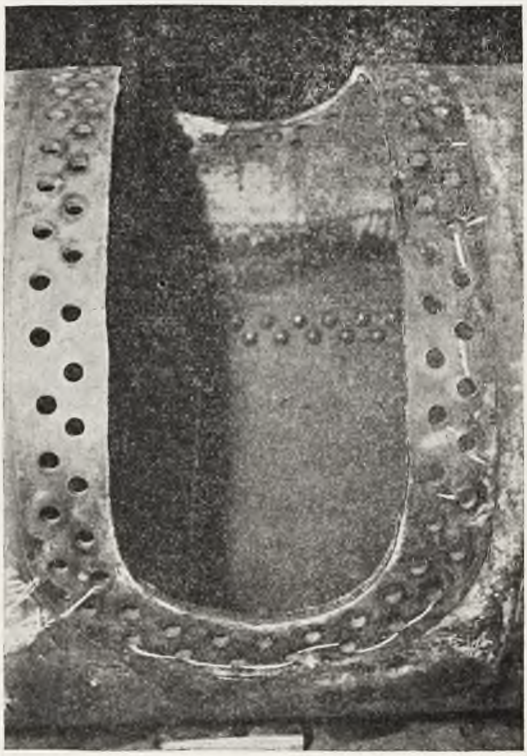
c) doszczelnienie — do wyoblenia siodła a nie do części płaskiej,

d) nitowanie — otwory niewypełnione, główki poderwane, „broczki“ — świadoma fuszerka.

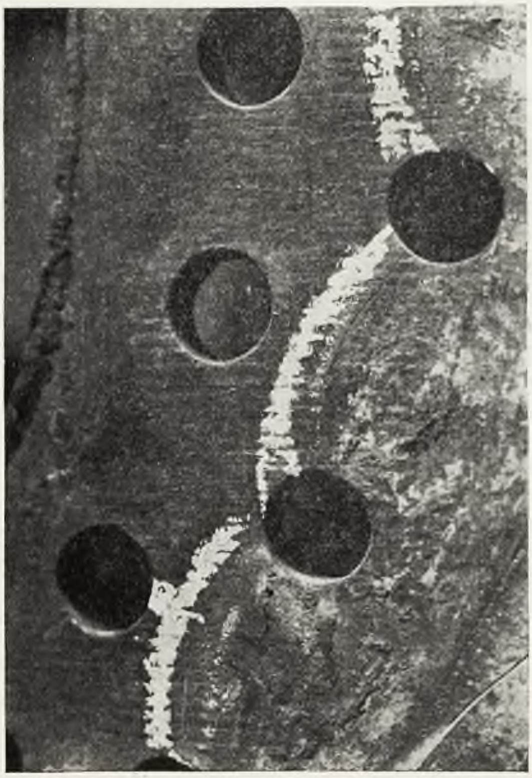
Konstrukcji tej, ze względu na trudności wykonania, obecnie się już nie stosuje. Kon-

strukcja ta, poza trudnością wykonania, nastręcza kłopoty przy wyszukiwaniu uszkodzeń, gdyż są one b. trudne i prawie niemożliwe do ujawnienia w stanie znitowanym; odnitowanie zaś siodeł dla rewizji napotka zawsze na mocny sprzeciw ze strony posiadaczy kotłów tej konstrukcji, o ile oczywiście nie natrafi się na kierownictwo posiadające zrozumienie ew. skutków, jak to miało miejsce w omawianym wypadku, gdzie zarząd elektrowni nietylko przystąpił do gruntownego remontu, lecz nadto drugi kocioł bliźniak wyłączył z ruchu, traktuje go jako rezerwo-

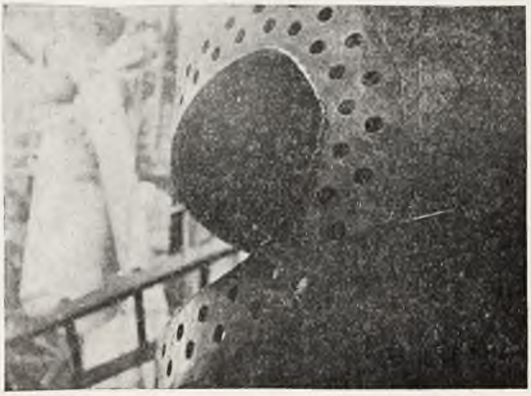




Rys. 3, 4. Uszkodzone dzwona



Rys. 5. Widok pęknięcia



Rys. 6. Widok wadliwego doszczelniania blachy do siodła, od środka kotła, (oprócz doszczelnienia od zewnątrz); doszczelniano tę krawędź do wyoblenia siodła a nie do części płaskiej



Rys. 7. Odpęknięte główki, bolce nitowe, kawałek siodła i „broczek“ wyjęty z otworu nitowego.

wy i czeka na moment, pozwalający na odnitowanie siodeł dla oględzin.

Należy przyjąć za zasadę, by po ujawnieniu najmniejszych śladów uszkodzenia, czy to na blasze kotła, czy na siodłach tej konstrukcji, czy też w razie pojawienia się zacieków, żądać odnitowania siodeł, gdyż uszkodzenia od wewnątrz z pewnością będą większe niż widoczne zzewnątrz i mogą za sobą pociągnąć skutki gorsze niż koszt ewentualnego przedwczesnego odnitowania.

Inż. W. R.

WODA W KOTŁACH 100 *atn.*

(Doświadczenia z elektrowni w Mannheimie).

Dyrektor elektrowni w Mannheimie dr. Marguerre opisuje w artykule, ogłoszonym w „Zeitschrift des Bayerischen Revisions — Vereins“, rok 1931 str. 97 i nast., pod tytułem: „Erfahrungen mit Höchstdruckanlagen“, przebieg pojawienia się uszkodzeń w kotłach 100 *atn,* ustawionych w wymienionej elektrowni, oraz wysiłków przedsiębranych, celem opanowania trudności.



Rys. 1.

Stuatmosferowe urządzenia elektrowni Mannheimskiej omówił inż. Władysław Pac w artykule: „Nowoczesne instalacje wysokoprężne“ (*Technika Cieplna* 1931 str. 134). W tym artykule znajduje się niezbyt ścisła wzmianka o kłopotach, związanych z zachowaniem się wody w kotłach. To też w dalszym ciągu podajemy za dr. Marguerre obszerniejsze i dokładniejsze sprawozdanie z występowania tych trudności,—ze względu na ważność zagadnienia dla nowoczesnych instalacyj kotłowych.

W ciągu pierwszych kilkunastu miesięcy pracy kotłów uszkodzenia opłomek występowały bardzo często, tak że czas stójek niemi spowodowanych wynosił w sumie mniej więcej tyle co czas ruchu.

Dr. Marguerre opisuje szegółowo historję objawów, obserwowanych na pierwszym uruchomionym kotle [1]).

Po około 1000 godzinach pracy kotła pękła jedna opłomka stropowa, a dwie sąsiednie zostały wybrzuszone. Ponieważ miejsca uszkodzone leżały blisko siebie, przypuszczano początkowo, że przyczyną było miejscowe spiętrzenie temperatury, jednak nie znaleziono innych śladów przegrzania.

Wydęcia wypełniał całkowicie osad składający się głównie z tlenków żelaza i soli glauberskiej (siarczan sodowy). Pozatem rury były pokryte od strony paleniska warstewką kamienia o grubości 0,3 *mm*, zawierającego ponad 30% krzemianów, około 20% $Fe_2\ O_3$ i około 20% $Fe_3\ O_4$. Kocioł był zasilany głównie kondensatem, lecz jeden ze skraplaczy był nieszczelny. Skład chemiczny wody w kotle utrzymywano w granicach ustalonych przez Stowarzyszenie właścicieli wielkich kotłów (V. G. B.) z tą różnicą, że dodawano jeszcze siarczan sodowy.

Po naprawie kocioł oczyszczono i uruchomiono. Dla zabezpieczenia się przed wydzielaniem kamienia zaczęto dodawać fosforan sodu oraz utrzymywać t. zw. liczbę sodową [2]) wody kotłowej równą 200.

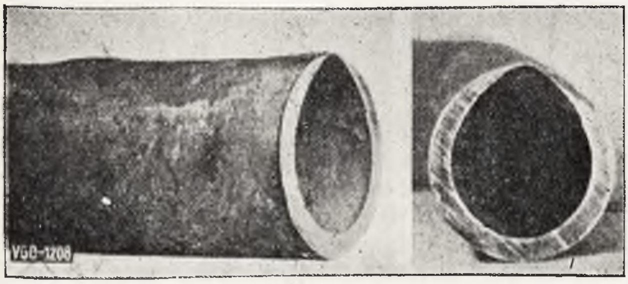
---

[1]) *Technika Cieplna* 1931 r. str. 135 rys. 15.

[2]) Liczba sodowa $= \frac{mg\ Na_2\ CO_3}{4.5} + mg\ Na\ OH$ litr

Już po 48 godzinach wybrzuszyło się 8 opłomek w pochyłej partji pierwszego rzędu. Wydęcia były znów wypełnione (Rys. 1) osadem, składającym się prawie wyłącznie z tlenków żelaza około 66% Fe_3O_4 i 20% Fe_2O_3. Stwierdzono przytem, że wytworzenie się tlenków w miejscach uszkodzeń jest niemożliwe; były one do nich naniesione przez wodę.

Następnie kocioł ponownie oczyszczono, wymieniono rury i puszczono w ruch, tym razem bez dodawania fosforanu. Po 48 godzinach pojawiły się znowu wydęcia, skupione jak poprzednio w jednem miejscu i tak samo wyglądające.



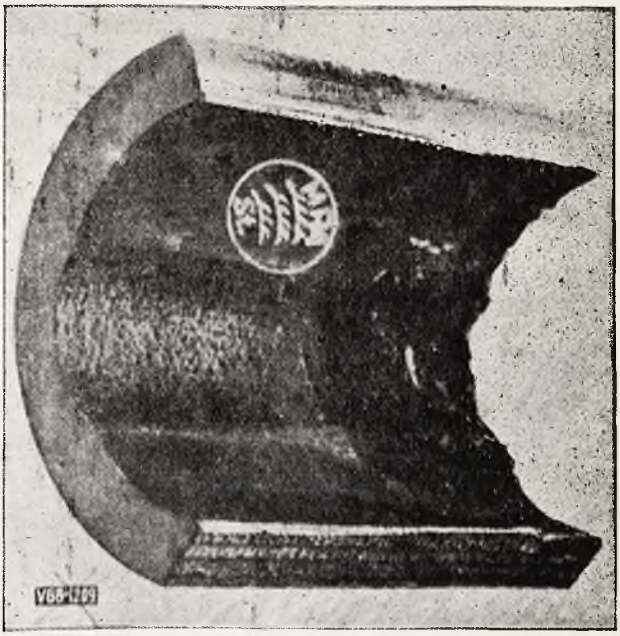
Rys. 2

Raptowne występowanie uszkodzeń, wyjaśniano tem, że fosforan rozluźniał zendrę, znajdującą się w rurach, tak że prąd wody mógł ją unieść i nagromadzić przypadkowo w jakiemś miejscu, co pociągało za sobą możliwość zbytniego rozgrzania materjału opłomki. Przed okresem pracy bez dodawania fosforanu luźna zendra nie była zapewne całkowicie usunięta z kotła. Ponieważ w walczakach zauważono nieco szlamu, przystąpiono do dokładnego oczyszczenia kotła zarówno z osadów jak i z zendry.

Dalsze uszkodzenia pojawiały się kolejno po 830 godzinach ruchu, — po 700, oraz 200 godzinach. Ponieważ miejsca uszkodzeń wciąż się zmieniały, — powstało przypuszczenie, że przyczyna leży w niedość dokładnem czyszczeniu rur, skutkiem czego pozostawały w nich jeszcze cienkie warstewki kamienia. Zabrano się więc do czyszczenia kotła z jaknajwiększą starannością. Zaczęto przytem zbierać osad, usuwany z poszczególnych rur, do osobnych woreczków, celem oznaczania jego ilości i składu chemicznego.

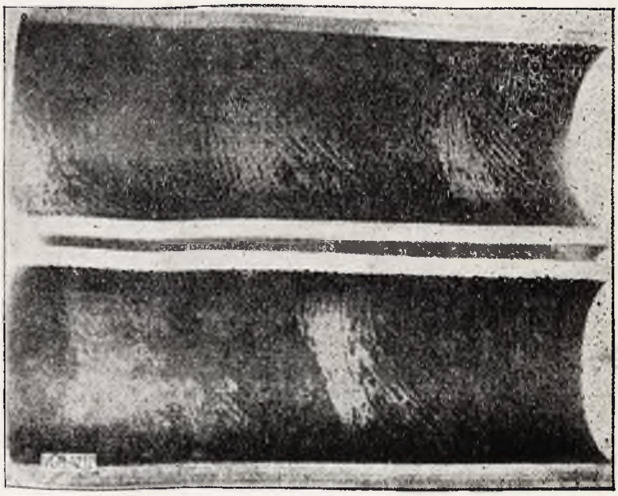
W tym czasie zrobiono jeszcze jedną próbę z dodawaniem fosforanu. Po 8 dniach pracy otworzono walczaki i nie wykryto nic szczególnego. Zaczęto więc doprowadzać fosforan także i do drugiego kotła 100 *atn.* Po 48 godzinach wystąpiło aż 40 wydęć na rurach. W kilka dni później stwierdzono uszkodzenia także i w kotle pierwszym. Wobec tego zaprzestano dalszego stosowania fosforanu.

W tym okresie zauważono też, że w kotle wytwarza się okresowo siarkowodór. Zjawisko to było badane i wyjaśnione przez prof. Mohra (w artykule streszczanym nie ma tego wyjaśnienia).



Rys. 2

Po dalszych 550 godzinach pracy kotła, pojawiały się zupełnie odmienne uszkodzenia, mianowicie głębokie wyżarcia, (rys. 2) tak daleko posunięte, że grubość ścianki rury zmalała do 1 *mm*. W miejscach wygryzionych nie znaleziono osadu. Nie stwierdzono też wadliwości materjału lub walcowania.



Rys. 3

Po następnych 225 godzinach wystąpiły znowu wyżarcia, jednak po raz pierwszy w dalszych, 4-tym, 5-tym i 6-tym, rzędzie opłomek. Uszkodzenia te znajdowały się na rurach od strony paleniska i tworzyły skupienia. Były one pokryte stosunkowo cienką warstewką krystalicznej, czarnej substancji składającej się prawie wyłącznie z Fe_3O_4.

Równoczesnie stwierdzono ciekawy fakt, mianowicie osad, wydobywany podczas czyszczenia rur, zawierał od czasu do czasu miedź w postaci tlenku.

W dalszym ciągu zaczęły pojawiać się uszkodzenia pośrednie między wydęciami a wyżarciami, i to parokrotnie w tylnej części bocznych ścian komory paleniskowej.

Stwierdzono przytem jak bardzo zmienne zjawiska zachodzą w kotle. Osad bowiem wypełniający wydęcia miał strukturę warstwową, przyczem jedne warstwy zawierały ponad 70% tlenku miedzi, inne przeważnie $Fe_3 O_4$.



Rys. 4.

Na rurach zauważono występowanie t.zw. linji sił Fry'a. Stąd powstało przypuszczenie, że opisane powyżej szkody, są wywołane przez zjawiska elektrolityczne. Zachodzi możliwość, że działanie wody w wysokiej temperaturze przy równoczesnem natężaniu materjału ma skutki podobne do nagryzania odczynnikiem Fry'a. Sprowadzono odcinki rur z jednej amerykańskiej kotłowni pracującej przy ciśnieniu 100 *atn,* w której nie zauważono podobnych trudności. Jednak na rurach tych widniały wyraźne linje sił (rys. 3). Zatem uszkodzenia nie były związane z tym objawem. Na zewnętrznej stronie rur w miejscach w których od wewnątrz były widoczne linje sił, występowały silniejsze wyrdzewienia (rys. 4.)

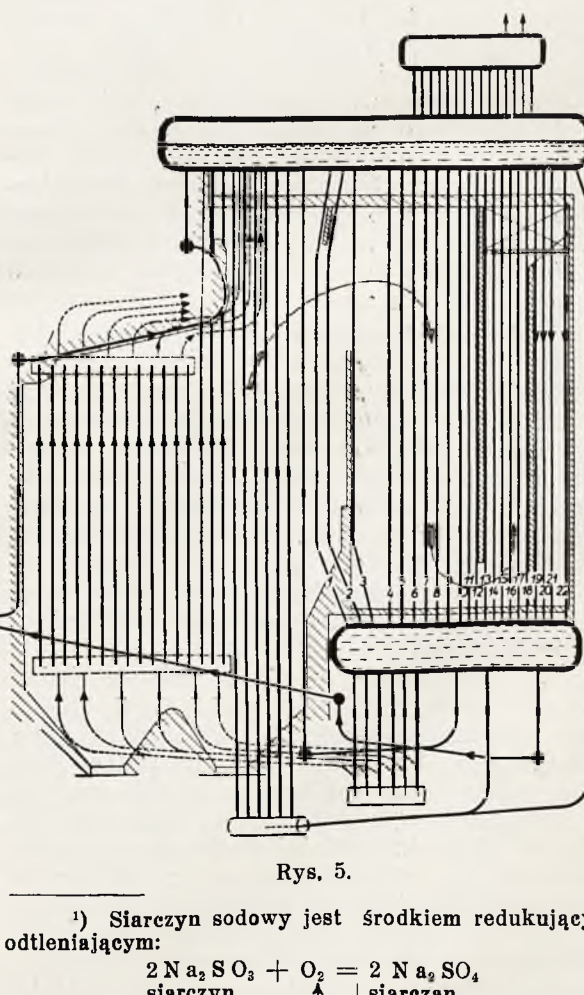
Kontrola chemiczna ruchu kotłów nie była początkowo należycie zorganizowana. Dopiero po pojawieniu się uszkodzeń zajęto się nadzorem wody zasilającej oraz znajdującej się wewnątrz kotła. Przez pewien czas analizowano próbki pobierane co godzinę. Stwierdzono przytem, że woda zasilająca zawierała stale tlen. Częściowo pochodził on z urządzenia do wytwarzania destylatu. Pozatem tlen przedostawał się do rurociągu tłoczącego kondensat, pracującego z nadciśnieniem kilku metrów słupa wody, które to zjawisko dotychczas nie zostało wyjaśnione. Po zalaniu masą kablową, krez tego rurociągu, uszczelnionych klingerytem zmalała ilość tlenu w wodzie.

Podczas występowania pierwszych trudności nie przypuszczano, by winę ich ponosił tlen. Według bowiem amerykańskich doświadczeń zawartość 0,14 *mg/litr* tlenu w wodzie nie powodowała trudności.

Podczas pierwszych 1000 godzin pracy kotła ilość tlenu w wodzie musiała być bezwątpienia wyższa, nie było to jednak przyczyną jakichkolwiek szkód. Wprawdzie dodawano w tym okresie siarczan sodowy.

Po zmniejszeniu zawartości tlenu poniżej 0,1 *mg/litr* zmienił się rodzaj uszkodzeń (jak to poprzednio opisano), to jest znikły wielkie ilości tlenków żelaza. Równocześnie zaczęto utrzymywać liczbę sodową około 100 i powiększono pośrednio zawartość siarczanu sodowego w kotle (100 do 300 *mg/litr*), przez dodawanie siarczanu sodowego, celem związania resztek tlenu [1]). Tą drogą zmniejszono ilość tlenu poniżej 0,02 do 0,03 *mg/litr*. Obecność siarczanu sodowego jest pożyteczna, gdyż według badań prof. Berla stanowi on do pewnego stopnia środek ochronny przed korozjami. Potwierdza to też początkowy okres pracy kotła.

Pytanie, czy przyczyny korozji nie należy szukać w obiegu wody, było stale wysuwane. Ponieważ jednak przekrój rur opadowych był bardzo wielki, uważano, że nie może zachodzić związek między korozjami



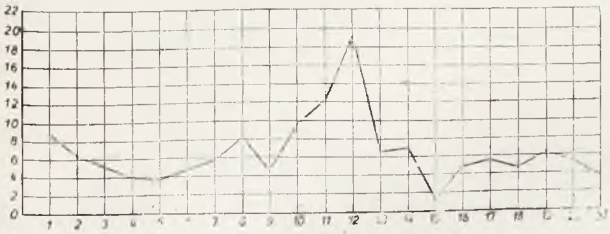
Rys. 5.

1) Siarczyn sodowy jest środkiem redukującym, odtleniającym:

$$2\,Na_2SO_3 + O_2 = 2\,Na_2SO_4$$

siarczyn sodowy | tlen | siarczan sodowy

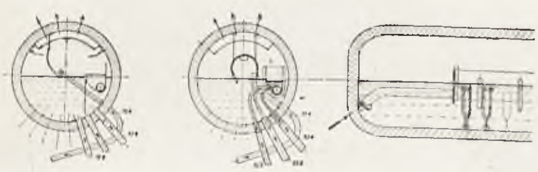
a obiegiem wody. Dopiero badania ilości osadów, wydobywanych podczas czyszczenia z poszczególnych rur, wykazały, że największe ilości odpowiadają rurom sąsiadującym z opłomkami uszkodzonemi i że właśnie w tych rurach obieg wody jest niepewny. Szczególnie wyraźnie wystąpił ten objaw w drugim kotle 100 *atn* (rys. 5).



Rys. 6.

Osad *g/m* bież. dla różnych rzędów opłomek.

Największa ilość osadu przypada na 12 rząd opłomek (rys. 6), a jak wynika z przeliczeń, w tych rurach kierunek ruchu wody



Rys. 7.

jest zmienny. W ten sposób ustaliło się przekonanie, że uszkodzenia w dalszych rzędach rur są związane z martwemi miejscami obiegu wody.

W tym czasie uruchomiono trzeci kocioł 100 *atn*, w którym pojawiły się uszkodzenia pośrednie między obu poprzednio opisanemi rodzajami, chociaż obieg wody został zmieniony (jeszcze przed ustaleniem poprzedniego wniosku), a kocioł był zasilany wodą nie zawierającą tlenu.

Porównanie z kotłami 100 *atn* pracującemi w Ameryce nie dało wyników, z powodu odmiennej konstrukcji kotłów: są tam stosowane kotły o trzech walczakach lub kotły sekcyjne, przyczem komory paleniskowe i jednych i drugich są intensywnie chłodzone, tak że spaliny dopływają do pierwszego rzędu opłomek ze stosunkowo niską temperaturą. Rury zatem, w których kierunek ruchu wody jest niepewny, nie znajdują się w silnie ogrzewanych częściach kotła.

W jedynej kotłowni amerykańskiej, która miała analogiczne trudności, stwierdzono, że osady w kotłach powstawały wskutek nieszczelności kondensatorów. Po usunięciu tych usterek, znikł kamień, natomiast wystąpiło wygryzanie materjału opłomek prawie na wylot, podobnie jak uszkodzenia drugiego typu w Mannheimie. Ustąpiły one w zupełności po dokładnem usunięciu tlenu z wody zasilającej, co uskuteczniono przy pomocy dodawania wodorotlenku żelazawego.

Wystąpienie uszkodzeń w trzecim kotle, w którym nie było wątpliwości co do obiegu wody, osłabiło ostatnio wyprowadzony wniosek. Pozatem niezdołano wyjaśnić, dlaczego uszkodzenia występowały zgrupowane na sąsiadujących rurach oraz przerzucały się to tu, to tam.

Pomimo braku ostatecznego wyjaśnienia przyczyn korozji, przystąpiono do przeróbek celem ustalenia obiegu wody. Dla przesunięcia rur z wątpliwym kierunkiem ruchu wody do chłodniejszej części kotła, powiększono przekrój rur opadowych, oraz połączono je bezpośrednio z korytem do którego dopływa woda zasilająca (rys. 7). Dalsze kotły przerobiono również w ten sposób, by ustalić kierunek obiegu wody i zapewnić dostateczny dopływ wody do rur najsilniej ogrzewanych.

Od czasu uskutecznienia tych przeróbek w ciągu roku (t. j. od wiosny r. 1930) nie pojawiły się trudności ruchowe, czyli, że sprawę można uważać za rozwiązaną.

Ilość występujących uszkodzeń zmalała jeszcze przed przeróbkami, gdy zaczęto dokładnie usuwać tlen z wody, przyczem w kotłach utrzymywano dosyć znaczne zagęszczenie siarczanu sodowego. Zmniejszono też wtedy liczbę sodową, lecz to nie mogło mieć wpływu na korozje, jedynie na zmniejszenie tendencji do pienienia się wody w kotle

Można więc przyjąć, że korozje wywołane niedostatecznym obiegiem wody powiększały się wskutek zawartości tlenu w wodzie zasilającej. Nie wystarczy więc niedopuszczać tlenu do kotła, lecz należy wymagać od dostawcy kotła, by obieg wody był bez zarzutu.

Przy sposobności powyższych badań stwierdzono niezgodność z doświadczeniami dr. Einslera (V. G. B. — Mitteilungen nr. 30), który ustalił, że liczba wodorowa *p H* równa 9,8 stanowi ochronę dla zawartości tlenu0,5 *mg/litr* wody zasilającej, a *p H* równe 12,4 dla 1 *mg/litr* W Mannheimie ilość tlenu wynosiła 0.2 do 0,3 *mg/litr*, a *p H* — 12, pomimo to występowały znaczne korozje. Obecnie ilość tlenu jest mniejsza niż 0,01 *mg/litr*, a *p H* wynosi około 11. Badania dr. Einslera są ważne tylko dla podgrzewaczy. Nie zauważono bowiem wyżarć w podgrzewaczach z rur kutych, w których woda podgrzewa się z 200^0 na 270^0 C. Koszt siarczynu sodowego jest nieznaczny dla większego zakładu.

Fosforan sodowy nie stanowi ochrony przed korozjami. Raczej przeciwnie, gdyż po uruchomieniu nowego kotła ilość wprowadzonego doń fosforanu maleje, zatem następuje

jakieś połączenie między kwasem fosforowym i żelazem. Wkrótce jednak zostaje osiągnięty stan nasycenia i zjawisko to ustaje.

Przeróbki w kotłach były możliwe, dzięki zastosowaniu rur ze stali molibdenowej Materjał ten posiada bowiem wysoką granicę ciągliwości w wyższych temperaturach. Rury o średnicy zewnętrznej 70 *mm*, wykonane ze stali Siemens Martinowskiej o grubości ścianki 8,5 *mm*, można było zastąpić rurami o ściankach 5,5 *mm*, przy zwiększonym jeszcze współczynniku bezpieczeństwa. Przez taką wymianę uzyskano powiększenie przekroju o 24%. Wskutek mniejszej wagi rury ze stali molibdenowej nie są droższe od zwykłych rur.

Inż. KAZIMIERZ SZAWŁOWSKI.

WPŁYW STANU BAROMETRYCZNEGO ORAZ TEMPERATURY POWIETRZA NA MOC, ORAZ BILANS CIEPLNY SILNIKA DIESEL'A.

Moc silnika spalinowego, przy danej ilości obrotów, zależy od wymiarów objętości skokowej cylindra roboczego, wzgl. od ciężaru powietrza nassanego do cylindra. W silnikach spalinowych zasysających gotową mieszankę, ciężar ładunku cylindra wpływa bezpośrednio na moc użyteczną; — w silnikach Diesel'a ładunek powietrza tylko przy maksymalnych mocach jest decydujący, gdyż spalanie odbywa się zawsze przy dużej nadwyżce powietrza.

Niemieckie normy odbiorcze, wydane przez Związek Inżynierów V. D. I. w 1930 roku[1]), przewidują redukcję mocy i zużycia paliwa na normalne warunki atmosferyczne podawane przez dostawców, lecz nie podają sposobu jak należy cyfrowo taką redukcję przeprowadzać.

Według wiadomości z I. E. C. (Międzynarodowej Komisji Elektrycznej) w Nowym Yorku, wydział dla spraw silników spalinowych I. E. C., zajmuje się wyprowadzeniem wzorów redukcyjnych, które mają wypełnić lukę przepisów niemieckich; — prace te narazie nie są ukończone.

W związku z przewidzianą redukcją mocy na normalne warunki atmosferyczne, w niniejszym artykule wykazuję na podstawie obliczeń termodynamicznych, o ile wogóle zniżka barometryczna i temperatura powietrza oddziaływuje na pracę silnika Diesel'a. Oczywiście obliczenia odnoszą się do mocy indykowanej silnika.

Przy zmierzonych warunkach atmosferycznych:

b_0 . . . . barometrze zredukowanym na 0°C w *mm Hg*.
t . . . . temperaturze powietrza w °C
φ . . . . względnej wilgotności powietrza według pomiaru psychometrem
p_s . . . . ciśnieniu pary nasyconej w *mm Hg*.

Ciężar powietrza zasysanego do cylindra silnika:

$$G_{(0°,760)} = 1{,}293 \; \frac{(b_0 - \varphi \, . \, p_s) \; 273}{760 \; . \; T} \; \Psi \, . \, v_s \; kg$$

przyczem v_s jest objętością skokową, Ψ współczynnikiem zasysania. $G_{(0,760)}$ oznacza ciężar powietrza dla jednego cyklu roboczego.

Dla dolnej wartości opałowej paliwa W_d *Cal/kg* oraz praktycznego zapotrzebowania powietrza $L = \lambda \, . \, L_0$ *kg/kg* paliwa, średnie ciśnienie indykowane obliczamy:

$$p_i = 0{,}0427 \; . \; \eta_L \; . \; \eta_i \; . \; \frac{W_d}{\lambda \; . \; L_0 + 1} \; kg/cm^2$$

η_L . . jest stopniem ładowania cylindra w %
η_i . . sprawnością indykowaną silnika w %

Stopień ładowania cylindra:

$$\eta_L = \frac{G}{1{,}293 \; v_s} = \Psi \; . \; \frac{273 \, . \, (b_0 - \varphi \, . \, p_s)}{760 \; . \; T} \; \%$$

ostatecznie średnie ciśnienie indykowane, a zatem i moc silnika, może być wyrażona wzorem:

$$p_i \cong 0{,}0427 \; . \; \Psi \; . \; \eta_i \; . \; \frac{W_d}{\lambda \; . \; L_0} \; . \; \frac{273 \; . \; (b_0 - \varphi \; . \; p_s)}{760 \; . \; T} \; kg/cm^2$$

---

[1]) Nowe prawidła odbiorcze silników spalinowych, wydane przez Związek Inżynierów V. D. I. w 1930 r., omawiane obecnie na Międzynarowej Komisji Elektrycznej I. E. C. (Advisory Committee Nr. 19 on Internal Combustion Engines I. E. C. — Secretariat U. S. National Committee — New York N. Y.) przewidują przy dużych odchyleniach warunków atmosferycznych od normalnych, redukcję mocy i zużycia paliwa dla silników Diesel'a. Sposób przeliczania jak również normalne warunki do których odnoszą się gwarancje, podaje dostawca silnika.

We wzorze dla wartości opałowej mieszanki uwzględniono poprawkę:

$$\frac{W_d}{1 + \lambda . L_0} \text{ na } \sim \frac{W_d}{\lambda . L_0},$$

co ze względu na paliwo płynne (olej gazowy) i małą jego ilość w stosunku do ilości powietrza jest dopuszczalne.

Przekształcając otrzymany wzór według η_i, otrzymamy:

$$\eta_i = \text{Const.} \frac{\lambda . p_i}{\eta_i}.$$

Widzimy, iż stopień ładowania cylindra, przy określonem p_i, wpływa na nadwyżkę powietrza i na sprawność indykowaną silnika, t. z. na dobroć przemiany dostarczonego ciepła w pracę indykowaną.

$$\eta_i = \frac{Ni}{427 . Q}.$$

Nadwyżka powietrza może decydująco oddziaływać na sprawność indykowaną tylko w krańcowych przypadkach obciążenia, czyli λ min. wiąże się ściśle z N_i max., co zresztą zależy od samego systemu rozpylania paliwa i ogólnych warunków spalania. (Diesel klasyczny, bezsprężarkowy o wtrysku bezpośrednim paliwa wzgl. przez komory wstępne).

W jakim stopniu zmieniają się — λ, i η_i w zależności od obciążenia możemy zorjentować się z wyników badań wykonanych przez W. Riema [1]) (Augsburg).

Moc Diesel'a	83,5	79,6	67,4	50,3	33,0	15,6 *KMe*
Nadwyżka powietrza	1,42	1,57	1,89	2,5	3,63	5,0
Sprawność indykowana	0,4035	0,416	0,43	0,448	0,4675	0,448

Dla różnych faz obciążenia, sprawność indykowana ulega stosunkowo małym zmianom, — nadwyżka powietrza zmienia się szybko. (Regulacja pompki paliwowej).

Dla przybliżonego rachunku redukcyjnego należałoby mieć na uwadze zmianę nadwyżki powietrza [2]).

W ogólnym bilansie cieplnym silnika warunki atmosteryczne wpływają zwłaszcza na stratę wydechową i to przez wilgoć zawartą w powietrzu. Oczywiście wzrost temperatury wydechowej wraz z obciążeniem silnika, przy normalnych warunkach spalania, wpływa na obydwie straty cieplne — chłodzenia i wydechową. Zniżka barometryczna zmniejsza możliwość przeciążalności silnika i kres może pokrywać się z mocą normalną, przewidzianą dla warunków normalnych, a nawet w niekorzystnych wypadkach może być poniżej $^4/_4$ obciążenia.

Z pomiaru:

ciśnienia barometrycznego b *mm Hg*
temperatury powietrza . . $t\,^0C$
wilgotności względnej . . . φ %

otrzymujemy według tabel dla pary nasyconej stosownie do temperatury, ciężar właściwy pary nasyconej w gr/m^3 powietrza γ_s, który po pomnożeniu przez wilgotność względną φ, daje wilgotność absolutną powietrza w danych warunkach γ'_s, w *gr* wilgoci na m^3 powietrza. Wilgoć ta powiększa objętość spalin wydechowych, a zatem i stratę wydechową.

Przytoczę krótko obliczenie straty wydechowej, przy uwzględnieniu wilgoci zawartej w powietrzu zasysanem do cylindra silnika.

Analiza elementarna paliwa dała:
C . . . . . węgla wag. %
H . . . . . wodoru
O . . . . . tlenu
N . . . . . azotu
w . . . . . wilgoci hygroskopijnej.

Analiza aparatem Orsata:
k . . bezwodnika węglowego obj. %
o . . tlenu z nadwyżki powietrza obj.%
n . . azotu obj. %.

Psychometrycznie obliczono v wilgoci w kg/m^3 powietrza.

Teoretyczna ilość powietrza:

$$L'_0 = 22{,}41 . \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right] . \frac{1}{0{,}21} \quad m^3/kg$$

$$\text{Nadwyżka powietrza } \lambda = \frac{21}{21 - 79\dfrac{O}{n}}$$

Rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza $L' = \lambda . L'_0 \; m^3/kg$ paliwa.
Wilgoć przypadająca z powietrza na *kg* paliwa:

$$w_1 = v \,.\, L'kg$$

Czyli objętość pary wodnej w spalinach z paliwa i powietrza:

$$V_w = 22{,}41 \cdot \frac{9H + w + w_1}{18} \; m^3 (0^0{,}769 \, mm\,Hg)$$

---

1) (V. D. I.—1923 r. tom 67).

2) Prof. A. Kossitzki, Belgrad: Wpływ nadwyżki powietrza na moc silnika, Anal. Jugosłowiańskiej Królewskiej Akademji Umiejętności z 1928 r.—tom. CXXX).

Objętość mokrych spalin:

$$V_S = 22{,}41 \cdot \left[\frac{C}{12} + \frac{N}{28{,}08} + \frac{9H + w + w_1}{18}\right] +$$
$$+ 0{,}21 \cdot L'_0 (\lambda - 1) + 0{,}79 \cdot L' \; m^3/kg \; (0^0{,}760 \; mm \; Hg)$$

Procentowa zawartość wilgoci w mokrych spalinach:

$$j = \frac{V_W}{V_S} \cdot 100$$

Strata wydechowa będzie miała wartość:

$$Q_S = B \cdot V_S \cdot c_S \cdot (t_S - t_0) \quad . \; . \quad Cal/Ne \text{ godz.}$$

przyczem:

B . . oznacza godz. zużycie paliwa w kg/Ne

c_S . . ciepło właściwe spalin mokrych Cal/m^3, przy $0^0{,}760$ $mm\ Hg$.

t_S . . temperaturę spalin zmierzoną zaraz za zaworem wydechowym.

t_0 . . temperaturę powietrza przed silnikiem.

Ciepło właściwe mokrych spalin obliczamy z ciepła właściwego poszczególnych składników spalin:

c' . . dla CO_2 w obrębie $t_S - t_0$

c'' . . „ gazów dwuatomowych

c''' . . „ dla pary wodnej

$$c_S = \frac{k \cdot c' + (o + n) \cdot c'' + j \cdot c'''}{100 + j}$$

KOMUNIKATY STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW

Z żałobnej karty.

W dniu 15 grudnia b. r. zmarł w Drohobyczu inżynier Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie ś. p. Stefan Balicki, który od r. 1922 obejmował stanowisko inż. rejonowego w Borysławiu.

Odznaczenie.

Złotym Krzyżem Zasługi został odznaczony Dyrektor Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie p. inż. *Kazimierz Bizański*, za zasługi w dziedzinie organizacji dozoru kotłów.

Druk. Kooperatywy Pracowników Drukarskich. Warszawa, Zielna 47. Tel 619-57.